



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
EIDGENÖSSISCHES AMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

PATENTSCHRIFT

Veröffentlicht am 15. Juni 1956

Klasse 126b

Dr. Ing. Hans Joachim Förster, Bad Cannstatt (Deutschland), ist als Erfinder genannt worden

HAUPTPATENT

Daimler-Benz Aktiengesellschaft, Stuttgart-Untertürkheim (Deutschland)

Gesuch eingereicht: 5. März 1953, 20 Uhr — Patent eingetragen: 30. April 1956
(Priorität: Deutschland, 19. März 1952)



Verfahren und Vorrichtung zum Bremsen von Antriebseinrichtungen für Kraftfahrzeuge mit einem Strömungsgetriebe und einem Wechselgetriebe

Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum Bremsen von Antriebseinrichtungen für Kraftfahrzeuge mit einem Strömungsgetriebe und einem Wechselgetriebe, von welchem ein Teil der Gänge einen Antrieb über das Strömungsgetriebe und ein anderer Teil der Gänge einen Antrieb unter Umgehung des Strömungsgetriebes vermittelt, das eine Strömungskupplung oder ein Strömungswandler sein kann.

Das Verfahren gemäß der Erfindung besteht darin, daß zum Bremsen der Antriebseinrichtung gleichzeitig ein einen Antrieb über das Strömungsgetriebe vermittelnder Gang und ein einen Antrieb unter Umgehung des Strömungsgetriebes vermittelnder Gang eingeschaltet wird, so daß die Primär- und Sekundärseite des Strömungsgetriebes zwangsmäßig vom Abtrieb her mit verschiedenen Drehzahlen angetrieben werden und dadurch in dem Strömungsgetriebe Energie vernichtet wird.

Durch die Erfindung wird der Vorteil erzielt, daß besondere Bremsorgane für die Bremsung in Fortfall kommen können und eine hohe Bremswirkung sowie ein weiches, elastisches Bremsen erreichbar sind.

Gegenüber der üblichen Verwendung des Motors als Bremse kann die hydraulische Bremsung gemäß der Erfindung ferner den Vorteil aufweisen, daß trotz hoher Brems-

leistung der Motor eine niedrige Drehzahl beibehält, wodurch eine Geräuschbelästigung durch den Motor und die mechanische Beanspruchung desselben verringert werden.

Da ferner das Drehzahlverhältnis infolge der Getriebekinematik während des Bremsens konstant bleibt, arbeitet das hydraulische Getriebe mit gleichbleibendem Schlupf und damit gleichbleibendem Wirkungsgrad.

Zur Bremsung können benachbarte oder auch auseinanderliegende Gänge verwendet werden. Je größer das relative Übersetzungsverhältnis zwischen den beiden Gängen ist, ein um so größeres Bremsmoment kann erzielt werden. Zur Regelung der Bremswirkung kann das Strömungsgetriebe selbst herangezogen werden, beispielsweise durch Änderung seiner Füllung (z. B. durch Anordnung von Schöpfrohren), durch verstellbare Schaufeln, axiale Verschiebung eines Schaufelrades oder dergleichen. Da das Bremsmoment des Motors in ein Antriebsmoment umgekehrt werden kann, ist die hydraulische Bremsung auch über das Leistungsregelglied des Motors in einem gewissen Bereich regelbar.

Die Erfindung bezieht sich des weiteren auf eine Vorrichtung zur Ausübung des Verfahrens. Diese Vorrichtung ist gekennzeichnet durch eine Einrichtung, die das gleichzeitige Einrücken zweier Gänge durch ein einziges Schaltglied gestattet. Hierbei kann eine

für Bremszwecke besonders geeignete Ausgestaltung des hydraulischen Getriebes sowie auch eine zweckmäßige und wirtschaftliche Ausnutzung der beim Bremsen entstehenden Wärme vorgesehen werden.

An Hand der Zeichnung sei die Erfindung beispielsweise erläutert. Im einzelnen zeigen:

Fig. 1 die schematische Darstellung eines für eine hydraulische Bremsung gemäß der Erfindung geeigneten Getriebes,

Fig. 2 ein beispielsweise Bremsdiagramm,

Fig. 3 ein Ausführungsbeispiel für die Bremsbetätigungsverrichtung im Zusammenhang mit einer Einrichtung zur Gangschaltung mittels Hilfskraft, und zwar in Bremsstellung,

Fig. 4 einen Schnitt nach Linie 4—4 der Fig. 3 und

Fig. 5 die untere Partie eines analogen Schnittes bei Antriebsstellung des betreffenden Organs.

In Fig. 1 ist die Motorwelle, welche die Primärhälfte einer Strömungskupplung antreibt. Die Sekundärhälfte ist über eine Hohlwelle mit der konstanten Übersetzung eines Wechselgetriebes verbunden, von welchem der Einfachheit halber lediglich eine Gangübersetzung dargestellt ist; hierbei ist das Zahnrad durch eine zum Beispiel hydraulisch geschaltete Lamellenkupplung mit der Vorgelegewelle kuppelbar, während das Zahnrad fest auf der Getriebeabtriebswelle angeordnet ist. Letztere ist durch eine Direktkupplung unmittelbar mit der Motorwelle kuppelbar.

Durch gleichzeitiges Einrücken der beiden Kupplungen kann nun die Abtriebswelle bzw. das Fahrzeug abgebremst werden. Das Bremsmoment setzt sich hierbei zusammen aus dem Bremsmoment des Motors und dem Bremsmoment der hydraulischen Kupplung.

Ist M_B = Bremsmoment,
 M_m = Motorbremsmoment,
 M_K = Kupplungsbremsmoment,

i = relatives Übersetzungsverhältnis zwischen den beiden eingeschalteten Gängen,

n_m = Motordrehzahl,

D_K = Kupplungsdurchmesser (äußerer Durchmesser des Flüssigkeitsringes),

k = Kupplungsfaktor als Funktion des Schlupfes,

so ergibt sich, da die Abtriebswelle über den einen eingeschalteten Gang ein um das Übersetzungsverhältnis i erhöhtes Moment zum Antrieb der hydraulischen Kupplung liefert, von der Kupplung selbst jedoch nur das einfache Moment zurückerhält, folgende Beziehung:

$$M_B = k \cdot \left(\frac{n_m}{i} \right)^2 \cdot D_K^5 \left(\frac{1}{i} - 1 \right) + M_m$$

In Fig. 2 ist das Bremsmoment M_B über der Motordrehzahl n_m aufgetragen. Die Linie a gibt hierbei ein Bremsmoment wieder, welches bei normaler Verwendung des Motors als Bremse in einem der untern Gänge, z. B. im 2. Gang, erzeugt wird. Diese Linie verläuft etwa geradlinig.

Im Gegensatz hierzu weist das Bremsmoment, welches bei der erfindungsgemäßen hydraulischen Bremsung mittels zweier eingeschalteter Gänge erzeugt wird, einen entsprechend der obigen Formel im wesentlichen parabolischen Verlauf auf, wobei beispielsweise b_0 den Verlauf des Bremsmomentes bei gleichzeitig eingeschaltetem 3. und 4. Gang ohne Motorschleppleistung und b den Verlauf eines entsprechenden Bremsmomentes mit Motorschleppleistung darstellt. Der Bremsverlauf ähnelt bei niedriger Drehzahl demjenigen der Kurve a , steigt aber bei höheren Drehzahlen schnell über die Werte dieser Kurve.

Da sich das Bremsmoment aus dem Bremsmoment des Motors und dem Bremsmoment der hydraulischen Kupplung zusammensetzt, wobei das Bremsmoment des Motors durch Betätigung des Leistungsregelgliedes (Gashebels) in ein Antriebsmoment umgekehrt werden kann, ist die hydraulische Bremsung über das

Leistungsregelglied des Motors in einem gewissen Bereich regelbar. Durch die Kurve *c* ist das bei Vollgas das Antriebsmoment übersteigende Bremsmoment dargestellt. Wie aus dieser Kurve hervorgeht, bleibt im untern Drehzahlbereich bei Motorvollgas ein Antriebsmoment übrig, welches bei einer bestimmten Drehzahl n_1 gleich Null wird. Von da ab tritt auch bei Vollgas eine Fahrzeugbremsung ein (also Bremsmoment $>$ Antriebsmoment).

Wie die Kurve *d* zeigt, wird ferner die Bremsung noch erheblich wirksamer, wenn gleichzeitig zwei auseinanderliegende Gänge, z. B. der 2. und 4. Gang, geschaltet werden. Infolge der erfindungsgemäß erreichbaren Bremswirkung ist es zum Beispiel auch möglich, auf den 2. oder auch 1. Gang als Bremsgang zu verzichten. Der 2. Gang kann infolgedessen auch mit einem Freilauf ausgerüstet werden, was wiederum zur Schalterleichterung beiträgt.

Mit Rücksicht auf die hohen Bremsmomente, welche gegebenenfalls von der hydraulischen Kupplung bzw. dem Wandler aufzunehmen sind, ist die Kupplung bzw. der Wandler entsprechend zu bemessen und gegebenenfalls in besonderer Weise als Bremsselement auszubilden, vor allem dann, wenn eine ausschließlich hydraulische Bremsung durch die Kupplung bzw. den Wandler vorgesehen ist und zu diesem Zweck zwei auseinanderliegende Gänge, z. B. der 4. und 2. Gang, gleichzeitig einschaltbar sind, wobei gleichzeitig mit dem Einschalten dieser zwei Gänge der Motor vom Getriebeteil der Antriebseinrichtung abgekuppelt wird. Eine Regelung der Leistungsaufnahme, z. B. durch Füllungsänderung oder dergleichen, ist hierbei in der Regel unumgänglich. Um den Einsatz der hydraulischen Bremse weich zu gestalten, kann auch der hydraulische Anpreßdruck in der oder den Gangschalt-Reibungskupplungen von der Abtriebsdrehzahl her geregelt oder durch gleichzeitige Betätigung des Regelorgans des Motors die Bremswirkung beim Einsatz der Bremse vorübergehend vermindert werden.

Um den *k*-Faktor der Kupplung beim schiebenden Fahrzeug (Antrieb von hinten) je nach der Soll-Lage der Bremslinie zu vergrößern oder zu verkleinern, können besondere Vorkehrungen, z. B. ein unsymmetrischer Aufbau der Kupplung oder dergleichen, getroffen werden.

Zweckmäßig ist ferner ein besonderer Wärmeaustauscher vorzusehen, der die beim Bremsen in der Kupplung (bzw. dem Wandler) in Wärme umgesetzte Leistung an die Außenluft oder zur sonstigen Ausnutzung, z. B. zur Beheizung des Fahrzeuginnern, abgibt bzw. abgeben kann.

Zweckmäßig sind kraftschlüssige Kupplungen zum Schalten der einzelnen Gänge anzuordnen. Doch ist die Erfindung auch bei klauengeschalteten Getrieben anwendbar, wobei jedoch zu einer weichen Einschaltung der Strömungskupplung bzw. des Wandler als Bremse mindestens eine der beiden gleichzeitig geschalteten Gangkupplungen kraftschlüssig ausgebildet sein sollte.

Es kann unter Umständen von Vorteil sein, eine Vorrichtung (Kupplung) vorzusehen, um den Motor vom Getriebe zu trennen, insbesondere dann, wenn der Motor bei zu kleinen Drehzahlen nicht mehr rund läuft.

In Fig. 3 und 4 ist eine beispielsweise Schaltvorrichtung für eine als Bremse zu benutzende Strömungskupplung schematisch dargestellt. Hierbei ist 10 ein Drehschieber für die Schaltung der einzelnen Gänge und 11 ein Drehschieber zur Umschaltung der Strömungskupplung aus der Antriebsstellung in die Bremsstellung.

Eine von einer beliebigen Druckquelle, z. B. einer Pumpe, gelieferte Druckflüssigkeit, welche auch die die Strömungskupplung füllende Flüssigkeit sein kann, wird durch eine Leitung 12 einer Ringnut 13 im Zylinder 14 des Gangschaltschiebers 10 zugeleitet. Von der Ringnut 13 aus gelangt das Drucköl über Querboreungen 15 in eine Längsboreung 16, von der aus vier in Umfangsrichtung zueinander versetzte Radialboreungen 17, 18, 19 und 20 nach außen führen, die durch Drehen des Schaltschiebers 10 nacheinander mit den Lei-

tungen 21, 22, 23 und 24 in Verbindung gebracht werden können. Die Leitungen 21 bis 24 führen zum Zylinder 25 des Umschalt-schiebers 11, wobei den Einmündungsstellungen dieser Leitungen gegenüber weitere Leitungen 26, 27, 28 und 29 vom Zylinder 25 abzweigen und zu den Gangkupplungen I bis IV der einzelnen Gänge eines viergängigen Wechselgetriebes führen. Je die beiden einander gegenüberliegenden Leitungen, also 21 und 26 bzw. 22 und 27 bzw. 23 und 28 bzw. 24 und 29, stehen hierbei normalerweise, das heißt in Betriebs- bzw. Antriebsstellung des Umschalt-schiebers 11 gemäß Fig. 5, miteinander in Verbindung.

Des weiteren ist die Ringnut 13 im Zylinder 14 durch eine Leitung 31 mit einer Ringnut 32 im Umschalt-schieber 11 verbunden. Die Ringnut 32 steht durch Querbohrungen 33 mit einer Längsbohrung 34 im Umschalt-schieber 11 in Verbindung, an welche sich zwei Radialbohrungen 35 und 36 anschließen, die in der senkrecht zur Achse des Schiebers 11 stehenden Ebene der Leitung 27 bzw. 29 für den 2. und 4. Gang liegen, in der normalen Betriebsstellung des Umschalt-schiebers 11 gemäß Fig. 5 jedoch von diesen Leitungen abgesperrt sind. Der 2. Gang soll über die Strömungskupplung gehen, während im 4. Gang (Direktgang) diese Kupplung umgangen wird.

Befindet sich der Umschalt-schieber 11 in der Lage nach Fig. 5, so werden die Leitungen für die einzelnen Gänge durch den Umschalt-schieber 11 nicht unterbrochen. Die Schaltung der Gänge erfolgt daher ausschließlich durch Verdrehen des Schaltschiebers 10, z. B. willkürlich vom Fahrersitz aus oder auch automatisch in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit oder dergleichen. In der gezeichneten Stellung des Schaltschiebers 10 würde beispielsweise der 1. Gang über 12, 13 15, 16, 17, 21, 30, 26 geschaltet sein.

Soll auf Bremsstellung umgeschaltet werden, so wird der Umschalt-schieber 11 aus der Lage nach Fig. 5 in die Lage nach Fig. 4 und 3 verstellt. Hierdurch wird die Verbindung zwischen den Leitungen 21 bis 24 einerseits und den Leitungen 26 bis 29 andererseits unter-

brochen und gleichzeitig eine Verbindung von 12 über 13, 15, 31, 32, 33, 34 zu den Radialbohrungen 35, 36 und damit zu den Leitungen 27 und 29 für die Kupplungen des 2. und 4. Ganges hergestellt, so daß nunmehr gleichzeitig, unabhängig davon, welcher Gang zuvor eingeschaltet war, der 2. und 4. Gang einrückt und damit die Strömungskupplung auf Bremswirkung umgeschaltet wird, die dadurch zustande kommt, daß Primär- und Sekundärglied dieser Kupplung vom Abtrieb her zwangsmäßig mit verschiedenen Drehzahlen angetrieben werden.

Das Schaltglied für den Umschalt-schieber 11 kann zweckmäßig neben dem Schaltglied für den Gangschaltschieber 10 am Spritzbrett oder an der Lenksäule angeordnet sein. Mit dem Umschalt-schieber 11 kann ferner ein Regelschieber für die Regelung der Strömungskupplung, z. B. durch Änderung der Füllung, verbunden sein, z. B. derart, daß mit einem einzigen Hebel einerseits die Umschaltung von Betriebsstellung auf Bremsstellung und andererseits die Regelung der Bremswirkung vorgenommen werden kann.

Gegebenenfalls kann das Bremsen mittels der hydraulischen Kupplung auch vom Schalt-hebel des Getriebes aus erfolgen, indem in einer besonderen Stellung desselben gleichzeitig die beiden zum Bremsen vorgesehenen Gänge eingeschaltet werden. Am einfachsten läßt sich dieses zum Beispiel bei Verwendung einer Hilfskraft pneumatischer, hydraulischer oder elektrischer Art oder zum Beispiel mittels einer Schaltwalze erreichen, welche die einzelnen Gänge durch Nocken steuert. Auch kann gegebenenfalls eine wahlweise Bremsung mit zwei nahe beieinanderliegenden und zwei weiter auseinanderliegenden Gängen vorgesehen sein.

Des weiteren ist es möglich, eine Regelung der Bremswirkung gemäß einer wählbaren Fahrgeschwindigkeit durch ein von der Abtriebswelle her angetriebenes Regelglied vornehmen zu lassen. Die Bremswirkung kann selbsttätig aufgehoben werden, wenn die gewählte Fahrgeschwindigkeit erreicht ist.

Fig. 6 zeigt ein beispielsweises Schema für eine solche Bremsregelung. Ein zum Beispiel zur Verstellung des Steuerschiebers 11 dienender Hebel 40 kann, zum Beispiel nach Verstellung des Schiebers 11 in die Lage nach Fig. 4, bei weiterer Verstellung in Pfeilrichtung *p* mittels eines Anschlages 41 einen Hebel 42 mitnehmen, welcher normalerweise durch eine Feder 43 gegen einen Anschlag 44 gezogen wird. Eine an den Hebel 42 angeschlossene Stange 45 betätigt einerseits einen Nocken 46, der einen Schieber 47 verstellt, und andererseits mit Spiel 48 einen Hebel 49, der sich gegen einen Stößel 50 abstützt. Der Stößel seinerseits dient zur Abstützung des einen Endes einer Feder 51, die mit ihrem andern Ende auf einen Steuerschieber 52 wirkt. Der Raum 53 am untern Ende desselben wird durch eine Druckflüssigkeit beliefert, deren Druck sich mit der Fahrgeschwindigkeit ändert und zum Beispiel von einer von der Abtriebswelle des Getriebes angetriebenen Pumpe beliefert wird. Eine Feder 54 im Raum 53 dient zur Unterstützung dieses Druckes.

Eine Steuernute 55 im Schieber 52 kann eine Druckleitung 56 mit einer Leitung 57 verbinden, wenn sich der Schieber in einer obern Stellung befindet. Eine weitere Steuernute 58 dient zur Verbindung der aus der Strömungskupplung abführenden Leitung 59 mit einer Rückleitung 60, wenn sich der Schieber 52 in einer untern Stellung befindet. Ein Steuerkanal 61 verbindet in der gezeichneten normalen obern Stellung des Schiebers 47 eine mit der Druckleitung 56 verbundene Umlaufleitung 62 mit der zur Strömungskupplung führenden Fülleitung 63, während er in der untern Stellung die Leitungen 57 und 63 miteinander verbindet.

Die Wirkungsweise ist folgende:

In der gezeichneten Stellung wird die Strömungskupplung über die Umlaufleitung 62 ständig gefüllt gehalten. Beim Einschalten zweier Gänge zwecks Bremsens wird daher volle Bremswirkung erzielt, solange die beiden Gänge eingeschaltet sind. Wird nun der Hebel 40 in Pfeilrichtung *p* aus der gezeichneten Lage verstellt, so wird zunächst der Schieber

47 in seine untere Lage verschoben, wobei die Verbindung zwischen den Leitungen 62 und 63 unterbrochen und die Verbindung zwischen 57 und 63 hergestellt wird. Die Bremswirkung ist nunmehr von der Stellung des Schiebers 52 abhängig, welcher einerseits vom Raum 53 her unter einem von der Fahrgeschwindigkeit abhängigen Druck und andererseits unter dem Druck der Feder 51 steht, die durch die weitere Verstellung des Hebels 40 unter stärkere Vorspannung gebracht werden kann.

Bei geringer Spannung der Feder 51 genügt bereits eine relativ geringe Fahrgeschwindigkeit, um den Steuerschieber 52 nach aufwärts zu verstellen. Es wird infolgedessen oberhalb dieser Geschwindigkeit die Druckzuleitung 56 über 57 mit 63 verbunden werden, also volle Bremsung eingestellt werden. Die Fahrgeschwindigkeit muß also bis zu diesem relativ geringen Wert absinken, bevor die Feder 51 den Schieber 52 nach abwärts verstellen und damit die Entleerungsleitung 59 der Strömungskupplung über 58 mit der Rückleitung 60 verbinden kann, die Bremswirkung also ganz oder teilweise aufgehoben wird. Wird der Hebel 40 weiter in Richtung *p* verstellt und damit die Feder 51 auf höhere Vorspannung gebracht, beginnt die Aufhebung der Bremswirkung bereits bei einer höheren Fahrgeschwindigkeit.

Der Nocken 46 ist zweckmäßig derart ausgebildet, daß er die Verstellung des Schiebers 47 beim Durchlaufen des Spiels 48 bewirkt, hernach jedoch den Schieber in der verstellten Lage beläßt. Der Schieber 11 bleibt zum Beispiel während der Verstellung des Hebels 40 in Pfeilrichtung *p* über die gezeichnete Lage hinaus in der Stellung nach Fig. 4.

Natürlich läßt sich die Abhängigkeit der Bremswirkung von einer vorzuwählenden Fahrgeschwindigkeit auch auf beliebig andere Weise erzielen.

PATENTANSPRÜCHE

I. Verfahren zum Bremsen von Antriebseinrichtungen für Kraftfahrzeuge mit einem Strömungsgetriebe und einem Wechselgetriebe,

von welchem ein Teil der Gänge einen Antrieb über das Strömungsgetriebe und ein anderer Teil der Gänge einen Antrieb unter Umgehung des Strömungsgetriebes vermittelt, 5 dadurch gekennzeichnet, daß zum Bremsen der Antriebseinrichtung gleichzeitig ein einen Antrieb über das Strömungsgetriebe vermittelnder Gang und ein einen Antrieb unter Umgehung desselben vermittelnder Gang eingeschaltet wird, so daß die Primär- und die 10 Sekundärseite des Strömungsgetriebes zwangsmäßig vom Abtrieb her mit verschiedenen Drehzahlen angetrieben werden und dadurch in dem Strömungsgetriebe Energie vernichtet 15 wird.

II. Vorrichtung zur Ausübung des Verfahrens nach Patentanspruch I, gekennzeichnet durch eine Einrichtung, die das gleichzeitige Einrücken zweier Gänge durch ein einziges 20 Schaltglied gestattet.

UNTERANSPRÜCHE

1. Verfahren nach Patentanspruch I, dadurch gekennzeichnet, daß zur Regelung der Bremswirkung das Strömungsgetriebe ge- 25 regelt wird.

2. Verfahren nach Patentanspruch I, dadurch gekennzeichnet, daß zur Regelung der Bremswirkung die Motorleistung geregelt wird.

3. Verfahren nach Patentanspruch I und 30 Unteranspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß mit der Einschaltung der zwei Gänge gleichzeitig die Verbindung zwischen Motor und Getriebeteil der Antriebseinrichtung gelöst wird. 35

4. Verfahren nach Patentanspruch I und Unteranspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Regelung der Bremswirkung durch das gleiche Schaltglied erfolgt, mit dem das gleichzeitige Einrücken der beiden Gänge be- 40 wirkt wird.

5. Verfahren nach Patentanspruch I und Unteranspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Regelung der Bremswirkung in Abhängigkeit von einer wählbaren Fahrgeschwin- 45 digkeit durch ein von der Abtriebswelle her angetriebenes Regelglied erfolgt.

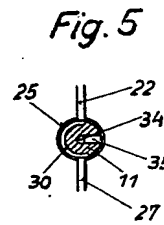
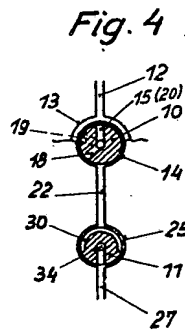
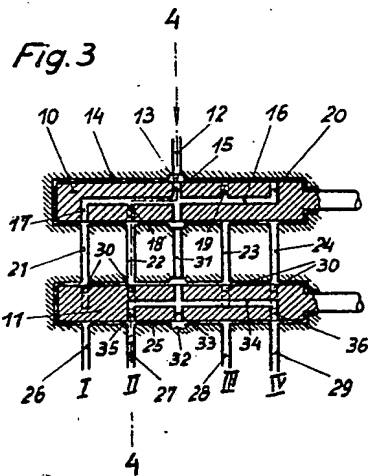
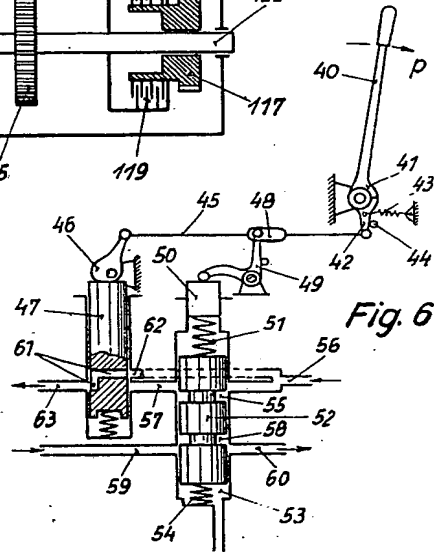
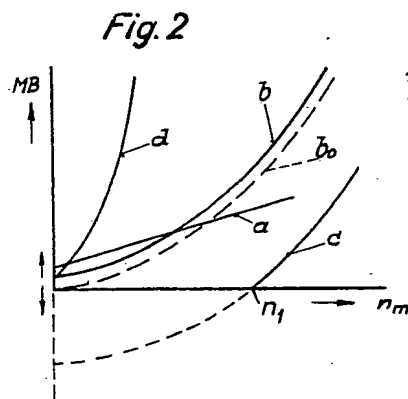
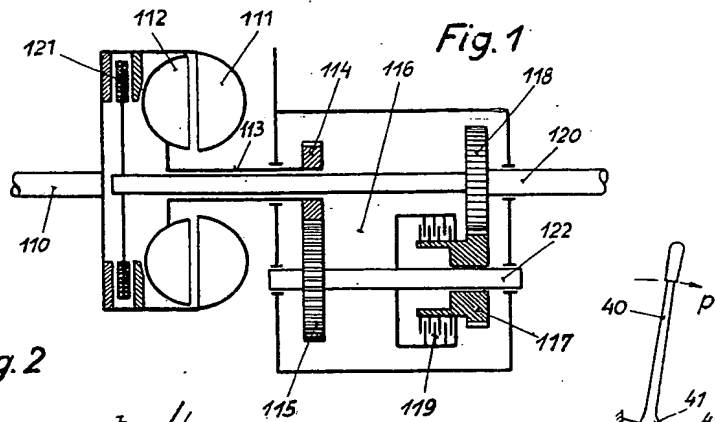
6. Verfahren nach Patentanspruch I und Unteranspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Bremswärme einem Wärmeaustau- 50 scher zugeführt wird.

7. Vorrichtung nach Patentanspruch II, dadurch gekennzeichnet, daß zur Regelung der Bremswirkung verschiedene Paare von Gängen wechselweise einschaltbar sind. 55

8. Vorrichtung nach Patentanspruch II und Unteranspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß zwei benachbarte Gänge gleichzeitig einschaltbar sind.

Daimler-Benz Aktiengesellschaft

Vertreter: Fritz Isler, Zürich



THIS PAGE LEFT BLANK